

# 前後輪の姿勢角を能動制御する車両の運動性能解析 (第2報：制動駆動力の影響)

著者	森 和典
雑誌名	久留米工業大学研究報告
号	18
ページ	17-29
発行年	1994-12-20
URL	<a href="http://id.nii.ac.jp/1503/00000227/">http://id.nii.ac.jp/1503/00000227/</a>



# 前後輪の姿勢角を能動制御する 車両の運動性能解析

(第2報：制動駆動力の影響)

森 和典\*

## Numerical Analysis of Vehicle Dynamics through Active Attitude Control of Front and Rear Wheels

(2nd Report: Vehicle Cornering Characteristics in Acceleration  
and Braking)

Kazunori MORI

### Abstract

This paper describes, by theoretical analysis and computer simulation, that active attitude control of wheels yields satisfactory vehicle cornering performances during steering, acceleration and braking. The maneuverability and stability of the vehicle as a result of tire attitude control are investigated using a quasi-steady-state analysis model for the case of what acts on tractive or braking force. An extended stability factor relating to the characteristics of toe and camber angles of wheels is defined, which is applicable to circular turnings with lateral and longitudinal accelerations. Effects of control are analyzed by making use of this factor. Furthermore a modified control method is proposed, which makes it possible not only to improve vehicle dynamics but also to decrease actuating values of attitude angles in actual driving.

### 1. まえがき

自動車の前後輪タイヤの対地姿勢角を能動的に制御すれば、幅広い運動領域で車両の操縦性・安定性を向上できる可能性がある。

著者は、タイヤのスリップ角とキャンバ角とを協調させて制御する方法を提案し、制動駆動を伴わない運動領域においてステア角制御のみの4WSよりも操舵応答性・安定性が向上することを明らかにした<sup>(1)</sup>。しかし、一般に自動車は航空機や鉄道車両に比べて、制動駆動を伴う運動を行う頻度が高いうえ、最近の自動車の安全性への要求が高まる中で、予防安全性の面からも制動旋回性能がますます重要視されるなど<sup>(2)~(4)</sup>、制動、駆動力の影

響を考慮した車両運動性能の解析が必要である。

そこで本報では、制動駆動を伴う車両の旋回運動時におけるタイヤ姿勢角制御の効果について解析・計算を行ったのでその結果を示す。内容としては、まず比較的小さな前後加速度範囲を前提として、準定常的<sup>(5)(6)</sup>な取り扱いにより簡略化された非線形運動方程式を導き、円旋回運動時の操舵応答性・安定性に及ぼす前後力や横力の影響を解析した。その結果、前後力が作用する場合も、作用しない場合と同様に、タイヤ姿勢角制御を適用すれば4WSよりも車両の運動性能が向上し、特に前後加速度、横加速度が大きいタイヤ非線形領域ほど制御効果が顕著に現れることがわかった。さらに、前後加速度や横加速度の大きさに応じてタイヤ姿勢角を制御する方法を

\* 交通機械工学科

平成6年9月13日受理

検討し、適正な制御則を用いれば操縦性・安定性の向上とともに通常走行領域で姿勢角制御量の低減が図れることを検証した。

## 2. 記号

解析モデルで使用する記号と、計算に用いる主な諸元、特性値を示す。

$F_{jx}, F_{jy}$ : タイヤ接地面に働く  $x, y$  方向の力

$F'_{jx}, F'_{jy}$ : タイヤ接地面に働く前後力, 横力

$I_z$ : ヨー慣性モーメント {240kgm<sup>2</sup>}

$K_{ai}$ : 等価キャンバスティフネス {6.7, 12.6kN/rad}

$K_{ei}$ : 等価コーナリングパワー {51.6, 96.5kN/rad}

$K_s$ : 拡張スタビリティファクタ

$K_\phi$ : 全ロール剛性

$K_{\phi i}$ : 前・後ロール剛性 {38, 32kNm/rad}

$M, m_s$ : 車両質量, バネ上質量 {1500, 1300kg}

$N$ : ステアリングO.A.ギヤ比 {15.4}

$R, v$ : 旋回半径, 旋回の接線方向速度

$W_j, w_i$ : 輪荷重, 前・後軸重

$a, b$ : 前・後車軸～車両重心距離 {1.18, 1.44m}

$g$ : 重力加速度

$h$ : 車両重心高 {0.49m}

$h_i, h_s$ : ロールセンタ高さ, ロールモーメントアーム長

$l, t_i$ : ホイールベース, トレッド {1.45, 1.45m}

$m_s$ : バネ上質量 {1300kg}

$r, \Delta\phi_0$ : ヨーレイト, ヨーレイト定常ゲイン

$s$ : ラプラス記号

$t$ : 時間

$w_{ix}, w_{iy}$ : 前後輪, 左右輪荷重移動量

$\alpha_c$ : 制動, 駆動力の前後配分比

$\alpha_x, \alpha_y$ : 車両の前後加速度, 横加速度

$\beta, \beta_i$ : 車体横すべり角 (at C.G.), タイヤスリップ角

$\gamma_i$ : タイヤキャンバ角 (対地)

$\delta_o$ : ハンドル操作分のタイヤ実舵角  $\delta_o = \theta/N$

$\delta_{ci}, \delta_i$ : 前・後輪制御舵角, タイヤ実舵角

$\delta_t$ :  $\delta_t = \delta_o + \delta_{cf}$

$\theta$ : ハンドル操舵角

$\mu$ : 路面摩擦係数 {1.0}

$o-xy, O-XY$ : 車両固定座標系, 路面固定座標系

添字  $j$ : 1-右前輪, 2-右後輪, 3-左前輪, 4-左後輪

添字 0: 定常円旋回の初期状態時における変数値

## 3. 基礎理論

### 3.1 準定常状態と運動方程式

解析に、図1で示される操安性2自由度平面モデルを用いると運動方程式は次のように表わされる<sup>(7)</sup>。

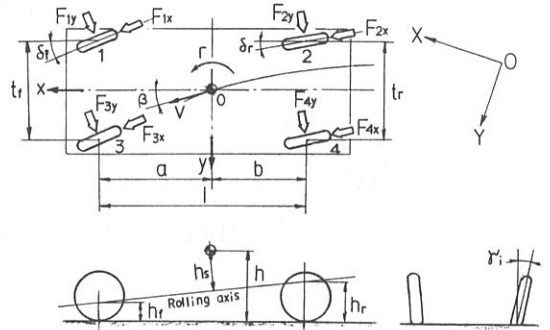


図1 車両モデル

$$M(\ddot{x} - \dot{y}r) = \sum_{j=1}^4 F_{jx} \quad (1)$$

$$M(\ddot{y} + \dot{x}r) = \sum_{j=1}^4 F_{jy} \quad (2)$$

$$I_z \dot{r} = a(F_{1y} + F_{3y}) - b(F_{2y} + F_{4y}) + \frac{t_f}{2}(F_{1y} - F_{3y}) + \frac{t_r}{2}(F_{2x} - F_{4x}) \quad (3)$$

解析を容易にするために左右輪のタイヤの姿勢角は等しいとすると、式(3)よりタイヤのスリップ角は

$$\left. \begin{aligned} \beta_f &= \delta_f - \tan^{-1} \frac{\dot{y} + ar}{\dot{x}} \\ \beta_r &= \delta_r - \tan^{-1} \frac{\dot{x} - br}{\dot{y}} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ステア角制御舵角  $\delta_{ci}$  と実舵角  $\delta_i$  の関係は上(4)と同様に

$$\left. \begin{aligned} \delta_f &= \delta_{ci} = \delta_o + \delta_{cf} \\ \delta_r &= \delta_{cr} \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

さらに車速  $V$  と重心位置における車体横すべり角  $\beta$  は

$$V = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} \quad (6)$$

$$\tan \beta = \frac{\dot{y}}{\dot{x}} \quad (7)$$

の関係がある。

各車輪の上下荷重  $W_j$  は、前後加速度  $\alpha_x = \ddot{x} - \dot{y}r$ , 横加速度  $\alpha_y = \ddot{y} + \dot{x}r$  による荷重移動を考慮すると

$$\left. \begin{aligned} W_1 &= W_f/2 + w_{fy} - w_x \\ W_2 &= W_r/2 + w_{ry} + w_x \\ W_3 &= W_f/2 - w_{fy} - w_x \\ W_4 &= W_r/2 - w_{ry} + w_x \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

ただし  $W_{iy}$  は上(5)より

$$w_{iy} = d_{yi} a_y \quad (9)$$

$$d_{y1} = \left( \frac{h_f b M}{\ell} + \frac{K_{\phi f} m_s h_s}{K_{\phi}} \right) \frac{1}{t_f}$$

$$d_{y2} = \left( \frac{h_r a M}{\ell} + \frac{K_{\phi r} m_s h_s}{K_{\phi}} \right) \frac{1}{t_r}$$

また

$$w_x = \frac{M h a_x}{2 \ell} \quad (10)$$

とする。

タイヤが発生する力は、図2に示されるように

$$\begin{bmatrix} F_{jx} \\ F_{jy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \delta_i & -\sin \delta_i \\ \sin \delta_i & \cos \delta_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F'_{jx} \\ F'_{jy} \end{bmatrix} \quad (11)$$

の関係がある<sup>(8)</sup>。横力  $F_{jy}$  は、 $\beta_i, \gamma_i, W_j$  および前後力  $F_{jx}$  の関数として、コーナリングフォース  $F_{cyj}$  とキャンバスラスト  $F_{ajy}$  との単純加算の形で表わされるとする

$$F_{jy}(\beta_i, \gamma_i, W_j, F_{jx}) = F_{cyj}(\beta_i, W_j, F_{jx}) - F_{ajy}(\gamma_i, W_j, F_{jx}) \quad (12)$$

タイヤのコーナリング特性は横力と駆動力あるいは制動力の関係を楕円の式で与える<sup>(9)</sup>。

$$F_{cyj} = f(\psi) \sqrt{(\mu W_j)^2 - F_{jx}^2} \quad (13)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} f(\psi) &= |\psi| \mu W_j / \psi & (|\psi| > 3) \\ &= (\psi - |\psi| \psi^3 / 3 + \psi^5) \mu W_j & (|\psi| \leq 3) \\ \psi &= K_{ci} \tan \beta_i / (\mu W_j) \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

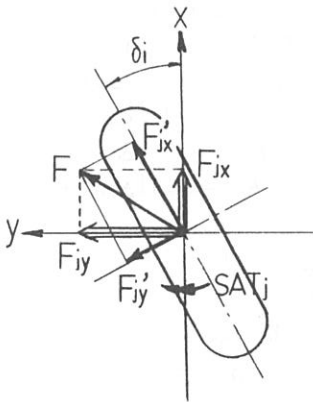


図2 タイヤに働く力

$F_{ajy}$  についても、式(13)、(14)中の  $K_{ci}, \beta_i$  を  $K_{ai}, \gamma_i$  に置換した式を採用する。なお、タイヤスリップ率の影響は解析を簡単にするために無視している。以上により、タイヤの姿勢角  $\delta_i, \gamma_i$  を確定すれば、式(1)~(10)を用いて車両の運動を明らかにできる。

しかしながら、これらの非線形方程式を解析的に直接解くことは困難であるため、前後方向の加速による速度変化が無視できるほどに短い時間を前提とした準定常的な取り扱いをして車両運動を考える。準定常の場合、前述の非線形方程式から、 $a_x = 0$  のときと同形の運動方向式が導かれるため、加減速時の操舵応答性や安定性に各種パラメータが及ぼす影響を定量的に解析することが可能になる。

ここでは、ステアリングホイールを固定したまま一定の加減速で円周上を旋回している状態（初期状態と記す）からステアリングを微小操舵したときの車両の応答性・安定性について検討する。準定常では、 $\alpha_{x0} = 0$  として扱うため、式(1)を考慮する必要がなくなる。また、初期状態ではステアリング操舵角  $\theta$  と旋回半径  $R$  は一定だから

$$\dot{y} = 0 \quad \dot{x} = V_0 \quad (15.a)$$

$$\alpha_{y0} = V_0 \gamma_0 = \frac{V_0^2}{R_0} \quad (15.b)$$

の関係が成り立つ。なお、準定常における変数の初期値は添字 0 を付けて表わす。

さらに加減速を伴う運動では制動あるいは駆動力の前後配分  $\alpha_c$  が重要になるが、解析を簡単にしてタイヤの姿勢角制御が車両運動に及ぼす影響を把握しやすくするために、 $\alpha_c$  は一定とし、 $\alpha_c = 1/2$  とする。

$$\left. \begin{aligned} F_{fx0} &= F_{1x0} + F_{3x0} = M a_{x0} \alpha_c \\ F_{rx0} &= F_{2x0} + F_{4x0} = M a_{x0} (1 - \alpha_c) \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

また

$$\left. \begin{aligned} F_{fy0} &= F_{1y0} + F_{3y0} = \frac{M b}{\ell} a_{y0} \\ F_{ry0} &= F_{2y0} + F_{4y0} = \frac{M a}{\ell} a_{y0} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

式(16)、(17)および式(11)から

$$\begin{aligned} F_{fx0}' &= F_{fx0} \cos \delta_{f0} + F_{fy0} \sin \delta_{f0} \\ &= M a_{x0} \alpha_c \cos \delta_{f0} + \frac{M b}{\ell} a_{y0} \sin \delta_{f0} \end{aligned} \quad (18.a)$$

$$\begin{aligned} F_{rx0}' &= F_{rx0} \cos \delta_{r0} + F_{ry0} \sin \delta_{r0} \\ &= M a_{x0} (1 - \alpha_c) \cos \delta_{r0} + \frac{M a}{\ell} a_{y0} \sin \delta_{r0} \end{aligned} \quad (18.b)$$

$$F_{fy0}' = F_{fy0} \cos \delta_{f0} - F_{fx0} \sin \delta_{f0}$$

$$= -Ma_{x0}a_c \sin \delta_{f0} + \frac{Mb}{\ell} a_{y0} \cos \delta_{f0} \quad (18.c)$$

$$\begin{aligned} F_{ry0}' &= F_{ry0} \cos \delta_{r0} - F_{rx0} \sin \delta_{r0} \\ &= -Ma_{x0}(1-a_c) \sin \delta_{r0} + \frac{Ma}{\ell} a_{y0} \cos \delta_{r0} \quad (18.d) \end{aligned}$$

左右輪の駆動力配分を1/2としたため、式(18.a), (18.b)により

$$\left. \begin{aligned} F_{1x0}' &= F_{3x0}' = \frac{1}{2} \left[ Ma_{x0}a_c \cos \delta_{f0} + \frac{Mb}{\ell} a_{y0} \sin \delta_{f0} \right] \\ F_{2x0}' &= F_{4x0}' = \frac{1}{2} \left[ Ma_{x0}(1-a_c) \cos \delta_{r0} + \frac{Ma}{\ell} a_{y0} \sin \delta_{r0} \right] \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

$F_{jx0}'$  を式(12)に代入すれば  $F_{jy0}'$  との関係が得られる。

したがって、タイヤの姿勢角  $\delta_{i0}$ ,  $\gamma_{i0}$  を与えれば、式(19), (12)の  $F_{jx0}'$  と  $F_{jy0}'$  を式(18.c), (18.d)の左辺に代入することにより、ステアリング操舵による前輪実舵角  $\delta_{00}$  と車体スリップ角  $\beta_0$  との非線形連立方程式が誘導される。 $\delta_{00}$  と  $\beta_0$  は逐次近似計算法を用いて近似解が得られるため、初期状態の変数値はすべて求められる。

### 3. 2 操舵応答性の伝達関数

次に初期状態から過渡的にステアリングを微小操舵したときの車両の応答性・安定性を調べるため、式(1)~(10)の線形化を図る<sup>(10)</sup>。各変数の変動分は初期状態の変数値に比べて小さいとして、その1次成分までをとる。変動分は  $\Delta$  を付して表わし、運動方程式をラプラス変換してまとめると、

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} \tilde{M}V_0 + \frac{\xi_4}{V_0} & \tilde{M}V_0 + \xi_4 \\ I_z s + \tilde{d}_w V_0 + \frac{\eta_4}{V_0} & \tilde{d}_w V_0 s + \xi_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta r(s) \\ \Delta \beta(s) \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} A_{12} & A_{22} \\ aA_{12} & -bA_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \delta_f(s) \\ \Delta \delta_r(s) \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} F_{\gamma_f} \cos \delta_{i0} & F_{\gamma_r} \cos \delta_{r0} \\ aF_{\gamma_f} \cos \delta_{f0} & -bF_{\gamma_r} \cos \delta_{r0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \gamma_f(s) \\ \Delta \gamma_r(s) \end{bmatrix} \quad (20) \end{aligned}$$

となる。 $s$  に関する係数と定数項は、車両諸元、タイヤ、制動駆動力特性および初期状態の変数値により決まる。なお、各変数記号は便宜上ラプラス変換後も同じ記号を使用している。

ここで

$$\begin{aligned} \tilde{M} &= M - A_{11} - A_{21} \\ \tilde{d}_w &= -aA_{11} + bA_{21} \\ \xi_4 &= aF_{\beta_f} \cos \delta_{f0} - bF_{\beta_r} \cos \delta_{r0} \\ \eta_4 &= a^2 F_{\beta_f} \cos \delta_{f0} + b^2 F_{\beta_r} \cos \delta_{r0} \\ \zeta_4 &= F_{\beta_f} \cos \delta_{f0} - F_{\beta_r} \cos \delta_{r0} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{11} &= Mb \sin \delta_{f0} \left( \sin \delta_{f0} + \frac{1}{2} F_{w_f} \cos \delta_{f0} \right) \frac{1}{\ell} \\ &+ F_{w_f} d_{y1} \cos \delta_{f0} \\ A_{12} &= \left( -Ma_{x0} a_c \sin \delta_{f0} + \frac{Mb a_{y0} \cos \delta_{f0}}{\ell} \right) \\ &\times \left( \sin \delta_{f0} + \frac{1}{2} F_{w_f} \cos \delta_{f0} \right) + F_{\beta_f} \cos \delta_{f0} + Ma_{x0} a_c \\ A_{21} &= Ma \sin \delta_{r0} \left( \sin \delta_{r0} + \frac{1}{2} F_{w_r} \cos \delta_{r0} \right) \frac{1}{\ell} \\ &+ F_{w_r} d_{y2} \cos \delta_{r0} \\ A_{22} &= \left( -Ma_{x0} (1-a_c) \sin \delta_{r0} + \frac{Ma a_{y0} \cos \delta_{r0}}{\ell} \right) \\ &\times \left( \sin \delta_{r0} + \frac{1}{2} F_{w_r} \cos \delta_{r0} \right) + F_{\beta_r} \cos \delta_{r0} \\ &+ Ma_{x0} (1-a_c) \end{aligned}$$

タイヤ特性に関して

$$\begin{aligned} F_{\beta_f} &= \frac{\partial F_{1y}}{\partial \beta_f}(\beta_{f0}, \gamma_{f0}, W_{10}, F_{1x}) + \frac{\partial F_{3y}}{\partial \beta_f}(\beta_{f0}, \gamma_{f0}, W_{30}, F_{3x}) \\ F_{\beta_r} &= \frac{\partial F_{2y}}{\partial \beta_r}(\beta_{r0}, \gamma_{r0}, W_{20}, F_{2x}) + \frac{\partial F_{4y}}{\partial \beta_r}(\beta_{r0}, \gamma_{r0}, W_{40}, F_{4x}) \\ F_{\gamma_f} &= \frac{\partial F_{1y}}{\partial \gamma_f}(\beta_{f0}, \gamma_{f0}, W_{10}, F_{1x}) + \frac{\partial F_{3y}}{\partial \gamma_f}(\beta_{f0}, \gamma_{f0}, W_{30}, F_{3x}) \\ F_{\gamma_r} &= \frac{\partial F_{2y}}{\partial \gamma_r}(\beta_{r0}, \gamma_{r0}, W_{20}, F_{2x}) + \frac{\partial F_{4y}}{\partial \gamma_r}(\beta_{r0}, \gamma_{r0}, W_{40}, F_{4x}) \\ F_{w_f} &= \frac{\partial F_{1y}}{\partial W_1}(\beta_{f0}, \gamma_{f0}, W_{10}, F_{1x}) - \frac{\partial F_{3y}}{\partial W_3}(\beta_{f0}, \gamma_{f0}, W_{30}, F_{3x}) \\ F_{w_r} &= \frac{\partial F_{2y}}{\partial W_2}(\beta_{r0}, \gamma_{r0}, W_{20}, F_{2x}) - \frac{\partial F_{4y}}{\partial W_4}(\beta_{r0}, \gamma_{r0}, W_{40}, F_{4x}) \\ F_{w_f} &= \frac{\partial F_{1y}}{\partial F_{1x}}(\beta_{f0}, \gamma_{f0}, W_{10}, F_{1x}) + \frac{\partial F_{3y}}{\partial F_{3x}}(\beta_{f0}, \gamma_{f0}, W_{30}, F_{3x}) \\ F_{w_r} &= \frac{\partial F_{2y}}{\partial F_{2x}}(\beta_{r0}, \gamma_{r0}, W_{20}, F_{2x}) + \frac{\partial F_{4y}}{\partial F_{4x}}(\beta_{r0}, \gamma_{r0}, W_{40}, F_{4x}) \end{aligned}$$

式(20)の左辺の  $2 \times 2$  行列を  $C(s)$  とし、 $C(s)$  の余因子行列  $\tilde{C}(s)$  における第  $(i, j)$  余因子を  $\tilde{C}_{ij}(s)$  で表わすと

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \Delta r(s) \\ \Delta \beta(s) \end{bmatrix} &= \frac{1}{|C(s)|} \begin{bmatrix} \tilde{C}_{11}(s) & \tilde{C}_{21}(s) \\ \tilde{C}_{12}(s) & \tilde{C}_{22}(s) \end{bmatrix} \\ &\times \left\{ \begin{bmatrix} A_{12} & A_{22} \\ aA_{12} & -bA_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \delta_f(s) \\ \Delta \delta_r(s) \end{bmatrix} \right. \\ &+ \left. \begin{bmatrix} F_{\gamma_f} & F_{\gamma_r} \\ aF_{\gamma_f} & -bF_{\gamma_r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \gamma_f(s) \\ \Delta \gamma_r(s) \end{bmatrix} \right\} \quad (21) \end{aligned}$$

ただし

$$\begin{aligned} |C(s)| &= \sum C_{ij} s^i \text{ とすると} \\ C_2 &= -\tilde{M} I_z V_0 \\ C_1 &= -I_z \zeta_4 - \tilde{M} \eta_4 + \xi_4 \tilde{d}_w \\ C_0 &= \frac{\xi_4^2 - \eta_4 \zeta_4}{V_0} + \tilde{M} \eta_4 - \tilde{d}_w \zeta_4 V_0 \end{aligned}$$

また

$$\tilde{C}(s) = \begin{bmatrix} \tilde{d}_w V_0 s + \xi_4 & -\tilde{M} V_0 s - \zeta_4 \\ -I_2 s - \tilde{d}_w V_0 - \frac{\eta_4}{V_0} & \tilde{M} V_0 + \frac{\xi_4}{V_0} \end{bmatrix}$$

式(21)の右边を変形すると

$$\begin{bmatrix} \Delta r(s) \\ \Delta \beta(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{\phi 3}(s) & C_{\phi 4}(s) \\ C_{\beta 3}(s) & C_{\beta 4}(s) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} A_{12} \Delta \delta_f(s) + F_{\gamma f} \cos \delta_{f0} \Delta \gamma_f(s) \\ A_{22} \Delta \delta_r(s) + F_{\gamma r} \cos \delta_{r0} \Delta \gamma_r(s) \end{bmatrix} \quad (22)$$

$\Delta \alpha_y = V_0(s \Delta \beta + \Delta \gamma)$  により

$$\Delta \alpha_y(s) = \begin{bmatrix} C_{a3}(s) & C_{a4}(s) \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} A_{12} \Delta \delta_f(s) + F_{\gamma f} \cos \delta_{f0} \Delta \gamma_f(s) \\ A_{22} \Delta \delta_r(s) + F_{\gamma r} \cos \delta_{r0} \Delta \gamma_r(s) \end{bmatrix} \quad (23)$$

ここで

$$\begin{aligned} C_{\phi 3} &= \frac{\tilde{C}_{11}(s) + a \tilde{C}_{21}(s)}{|C(s)|} \\ C_{\phi 4} &= \frac{\tilde{C}_{11}(s) - b \tilde{C}_{21}(s)}{|C(s)|} \\ C_{\beta 3} &= \frac{\tilde{C}_{12}(s) + a \tilde{C}_{22}(s)}{|C(s)|} \\ C_{\beta 4} &= \frac{\tilde{C}_{12}(s) - b \tilde{C}_{22}(s)}{|C(s)|} \\ C_{a3} &= \frac{V_0[s\{\tilde{C}_{12}(s) + a \tilde{C}_{22}(s)\} + \tilde{C}_{11}(s) + a \tilde{C}_{21}(s)]}{|C(s)|} \\ C_{a4} &= \frac{V_0[s\{\tilde{C}_{12}(s) - b \tilde{C}_{22}(s)\} + \tilde{C}_{11}(s) - b \tilde{C}_{21}(s)]}{|C(s)|} \end{aligned}$$

タイヤ姿勢制御角の変動分を線形化して式(22), (23)に代入すれば,  $\Delta \delta_0$  に対する  $\Delta r$ ,  $\Delta \beta$ ,  $\Delta \alpha_y$  の伝達関数が有理関数の形でそれぞれ導かれ, 操舵による車両運動の周波数応答などが容易に解析可能となる。

そこでタイヤ姿勢角の制御則として, タイヤ線形特性領域において操舵に対するヨーレイト特性を目標の1次遅れ特性とし, 動的な車体スリップ角が零となる位置を所定位置とするように導出されたものを用いる。

$$\left. \begin{aligned} \delta_f &= R_1 \delta_0 + r_1 r \\ \delta_{cr} &= R_2 \delta_0 + r_2 r \\ \gamma_f &= -k_1 \beta_f \\ \gamma_r &= -k_2 \beta_r \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

$R_i$ ,  $r_i$  は車両諸元, 目標特性から一意的に求められる制御ゲイン,  $k_i$  は調整可能な制御ゲインである。この制御則を適用したタイヤ姿勢角制御は後述の制御則と区別するために ACT-1 と記す。

式(24)を用いるとき, その変動分を式(22), (23)に代入して操舵応答伝達関数を求めると

$$\frac{\Delta r(s)}{\Delta \delta_0(s)} = \frac{R_2(s)}{R_1(s)} \quad (25)$$

$$\frac{\Delta \beta(s)}{\Delta \delta_0(s)} = \frac{R_3(s)}{R_1(s)} \quad (26)$$

$$\frac{\Delta \alpha_y(s)}{\Delta \delta_0(s)} = \frac{V_0\{s R_3(s) + R_2(s)\}}{R_1(s)} \quad (27)$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} R_1(s) &= 1 - K_{a2} C_{\phi 3}(s) - K_{b2} C_{\phi 4}(s) - F_{n3} C_{\beta 3}(s) F_{n4} C_{\beta 4}(s) \\ &\quad + K_{x2} C_{\phi 3}(s) C_{\beta 4}(s) - K_{x2} C_{\phi 4}(s) C_{\beta 3}(s) \\ R_2(s) &= R_1 F_{m3} C_{\phi 3}(s) + R_2 F_{m4} C_{\phi 4}(s) + K_{y2} C_{\phi 3}(s) C_{\beta 4}(s) \\ &\quad - K_{y2} C_{\phi 4}(s) C_{\beta 3}(s) \\ R_3(s) &= R_1 F_{m3} C_{\beta 3}(s) + R_2 F_{m4} C_{\beta 4}(s) + K_{z2} C_{\phi 3}(s) C_{\beta 4}(s) \\ &\quad - K_{z2} C_{\phi 4}(s) C_{\beta 3}(s) \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

各係数は

$$\begin{aligned} K_{a2} &= r_1 F_{m3} + \frac{F_{n3} a}{V_0} & K_{b2} &= r_2 F_{m4} - \frac{F_{n4} b}{V_0} \\ K_{x2} &= K_{a2} F_{n4} - K_{b2} F_{n3} \\ K_{y2} &= R_2 F_{n3} F_{m4} - R_1 F_{n4} F_{m3} \\ K_{z2} &= R_1 K_{b2} F_{m3} - R_2 K_{a2} F_{m4} \\ F_{n3} &= k_1 F_{\gamma f} \cos \delta_{f0} & F_{n4} &= k_2 F_{\gamma r} \cos \delta_{r0} \\ F_{m3} &= A_{12} - F_{n3} & F_{m4} &= A_{22} - F_{n4} \end{aligned}$$

### 3. 3 円旋回運動時における拡張スタビリティファクタ

車両の旋回特性の変化を調べるため, 制動駆動を伴う円旋回運動にまで拡張したスタビリティファクタ  $K_s$  を導入する。タイヤ線形領域において, 通常2WSのスタビリティファクタ  $K$  は

$$\left[ \frac{r(s)}{\theta(s)} \right]_0 = \frac{V_0}{N \ell (1 + K V_0^2)} \quad (29)$$

の関係がある。上式の左辺はヨーレイト定常ゲインを示す。そこで, これを旋回運動時まで拡張して

$$\Delta \phi_0 = \left[ \frac{\Delta r(s)}{\Delta \theta(s)} \right]_0 = \frac{V_0}{N \ell (1 + K V_0^2)} \quad (30)$$

の関係を与えると,  $K_s$  を拡張スタビリティファクタと定義できる。上式の右辺は式(25)により計算できるから

$$K_s = \frac{1}{V_0^2} \left[ \frac{V_0}{N \ell \Delta \phi_0} - 1 \right] \quad (31)$$

として決めることができる。

### 4. 前後方向の運動が操舵応答安定性に及ぼす影響

タイヤ姿勢角制御と4WS, 2WSの操安性能をシミュレーション計算により比較する。タイヤ姿勢角制御と4WSの制御則は, 式(24)を用いる。比較は容易にするために, 目標ヨーレイト特性の定常ゲインは2WSと同じとし, 1次遅れ時定数を0.07sec., ヨー運動中心を車両重心位置にする。また  $k_1 = k_2 = 0.5$  とする。

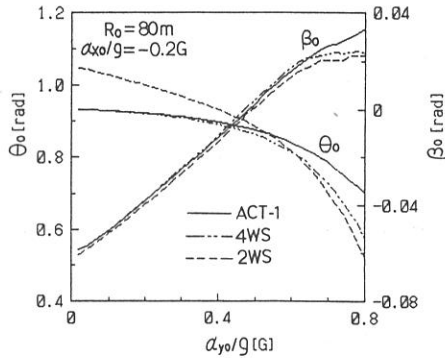


図3 制動旋回 (\$R\_0\$一定)

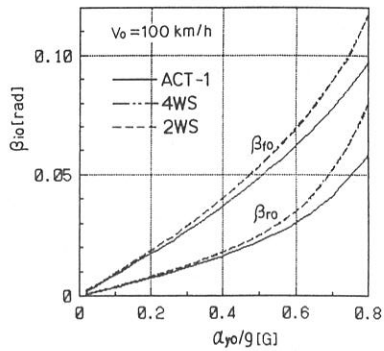


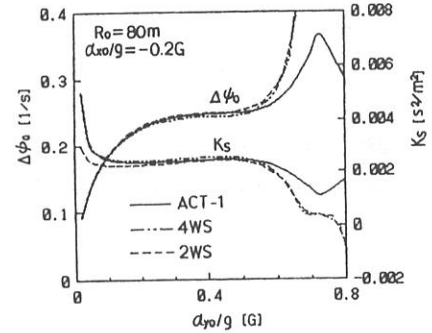
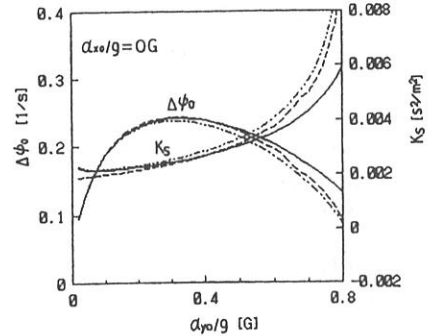
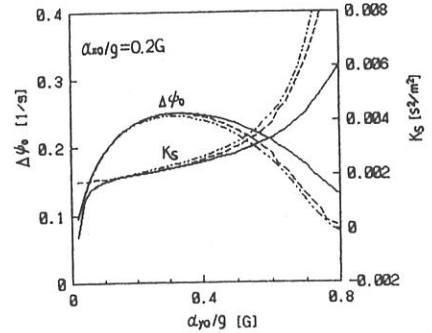
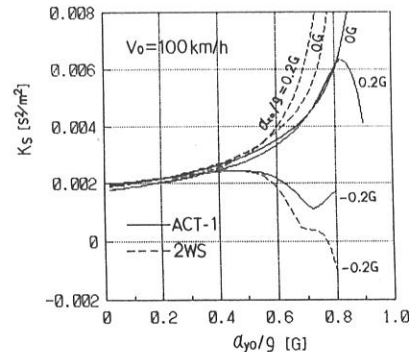
図4 制動旋回 (\$V\_0\$一定)

計算では一般的な後輪駆動の小型乗用車の車両諸元値を用い、制動時  $a_x = 0.6$ 、左右輪の前後向力は等しいとする。

#### 4. 1 制動、駆動を伴う定常円旋回

$R_0=80m$ 、減速度  $a_{x0}/g=-0.2G$  の旋回制動において、旋回半径を常に一定に保ち定常横加速度  $a_{y0}$  をパラメータとしたときの車体横すべり角  $\beta_0$ 、ステアリング操舵角  $\theta_0$  の計算結果を図3に示す。また初期状態の車速  $V_0$  を一定としたときのタイヤの前後スリップ角  $\beta_{f0}$ 、 $\beta_{r0}$  を図4に示す。

2WS は  $\beta_0$  の絶対値が大きく、 $a_{y0}$  の変化に対する車両姿勢角の変動も大きい。 $a_{y0}$  が小さい領域では、ACT-1 と4WS は、いずれも  $\beta_0$  が小さいが、 $a_{y0}$  が大きくなるとACT-1の方が  $\beta_0$  が小さくなる。ステアリング操舵角もACT-1は、 $a_{y0}$  の増加とともにほぼ直線的に変化する。またタイヤ姿勢角制御は、横力をキャンバラストで補完しているため、タイヤのスリップ角も小さくてすみ、

図5  $K_S$  の変化 ( $R_0$ 一定)図6  $K_S$  の変化 ( $V_0$ 一定)

コーナリングフォース限界までの余裕度も大きいことが図4からわかる。

図5は旋回半径一定、図6は車速一定で、定常前後加速度  $a_{y0}$  をパラメータとしたときの拡張スタビリティファクタ  $K_s$  の変化を示す。ACT-1は  $\alpha_{x0}$  や  $\alpha_{y0}$  の変化に対して旋回特性の変動が2WS、4WSよりも小さく安定しているのがわかる。

#### 4. 2 車両の操舵過渡応答

制動駆動を伴った旋回運動時のステアリング操舵による周波数応答特性を図7に示す。図中、実線はゲイン、破線は位相角の特性曲線である。ACT-1は、ヨーレイト、横加速度ともに操舵周波数が高くなってもゲイン低下が少なく、位相遅れも小さい。また  $\alpha_{x0}$  や  $\alpha_{y0}$  の変化に対する応答性の変動も比較的小さい。特に、 $\alpha_{x0}$ 、 $\alpha_{y0}$  が大

きい領域で2WSは、定常ゲインが過小となりゲインの静動比も大きく、減衰性が低下する。さらに、その状態を越えるとゲインが過大になり不安定に近づくが、ACT-1は、こうした状態を抑制できる効果がある。図8はステップ応答を示す。ヨーレイト、横加速度ともにACT-1は立ち上がりが早く、オーバーシュート量も小さい。また  $\alpha_{x0}$ 、 $\alpha_{y0}$  に対する応答特性の変動も4WSや2WSに比べて小さくなる。ACT-1と4WSの車体横すべり角は、 $\alpha_{x0}$ 、 $\alpha_{y0}$  が比較的小さい走行領域では、制御目標通りに零に近く推移するが、 $\alpha_{x0}$ 、 $\alpha_{y0}$  が大きい領域では4WSのほうが車体が進行方向に対してイン側に向く傾向が強くなる。ステアリング操舵力は、ACT-1では横加速度が大きい場合にも比較的发生のタイミングが早く、定常ゲインも大きい。以上から、操舵応答性・安定性のよさは、

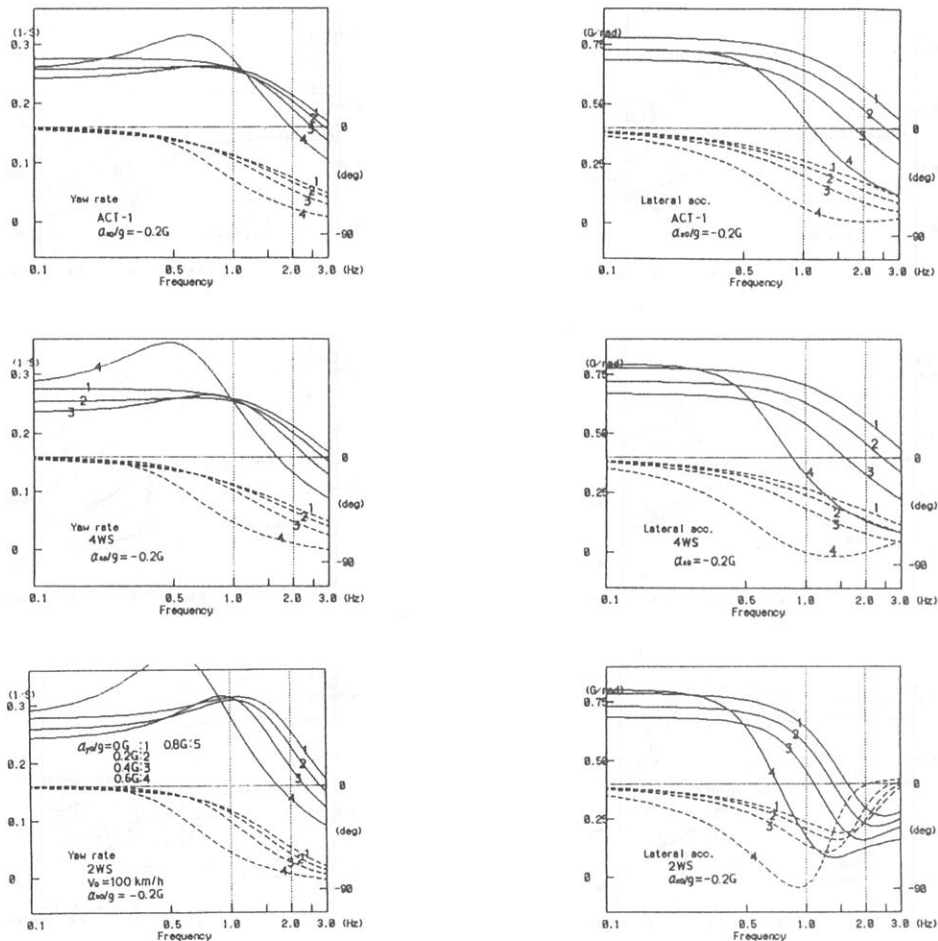


図7-1 周波数応答の変化 ( $a_{x0}/g = -0.2$ )



ACT-1, 4WS, 2WS の順になる。

タイヤ姿勢角制御は、制駆動力が作用する走行時においても操舵応答安定性を改善できることがわかる。

### 5. 加速度の大きさを考慮したタイヤ姿勢角制御

#### 5. 1 タイヤ姿勢角制御則

$\alpha_{x0}$ ,  $\alpha_{y0}$  が比較的小さい通常走行領域ではステア角制御 (4WS) の効果が大きく、コーナリングフォース特性の非線形性が強くなる  $\alpha_{x0}$ ,  $\alpha_{y0}$  が大きい領域では、ステア角に加えてキャンバ角を補助的に制御すればよいことは、これまでの解析で明らかである。この特性を利用して、タイヤ姿勢角の制御関数の中に直接  $\alpha_{x0}$  と  $\alpha_{y0}$  を組み込めば、姿勢角制御量を減らしたうえで操縦性・安定性の向上が図れる可能性がある。そこで、制御手法の一

例として式(24)においてステア角制御はそのままとし、キャンバ角制御の  $k_i$  を  $\alpha_{x0}$ ,  $\alpha_{y0}$  の関数に置き換えたタイヤ姿勢角制御 (ACT-2) を検討する。

いまキャンバ角制御則を

$$\gamma_i = \gamma(\alpha_x, \alpha_y, \beta_i) \quad (32)$$

とすると

$$\Delta\gamma_i = \left[ \frac{\partial \gamma_i}{\partial \alpha_x} \right]_0 \Delta\alpha_x + \left[ \frac{\partial \gamma_i}{\partial \alpha_y} \right]_0 \Delta\alpha_y + \left[ \frac{\partial \gamma_i}{\partial \beta_i} \right]_0 \Delta\beta_i \quad (33)$$

準定常を考えると、 $\Delta\alpha_x = 0$  だから

$$\Delta\gamma_i = \left[ \frac{\partial \gamma_i}{\partial \alpha_y} \right]_0 \Delta\alpha_y + \left[ \frac{\partial \gamma_i}{\partial \beta_i} \right]_0 \Delta\beta_i \quad (34)$$

いま上式の係数を

$$K_{11} = \left[ \frac{\partial \gamma_i}{\partial \alpha_y} \right]_0 \quad K_{12} = \left[ \frac{\partial \gamma_i}{\partial \beta_i} \right]_0$$

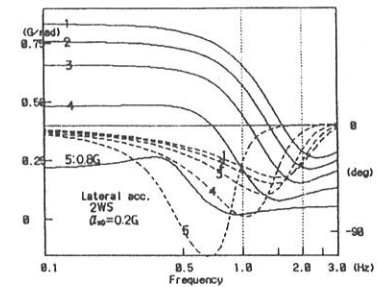
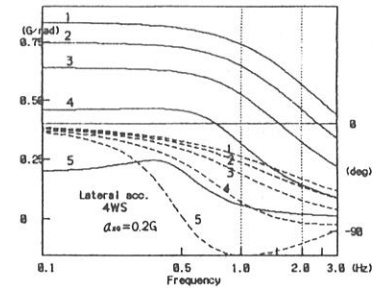
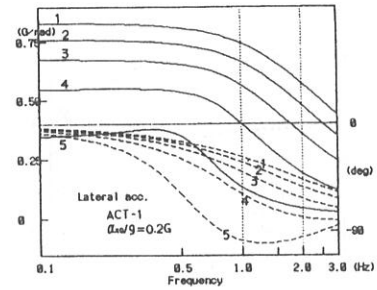
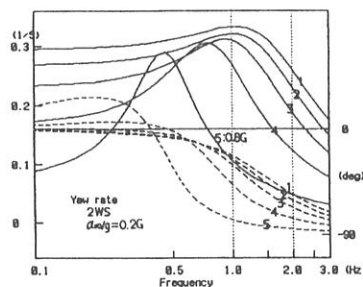
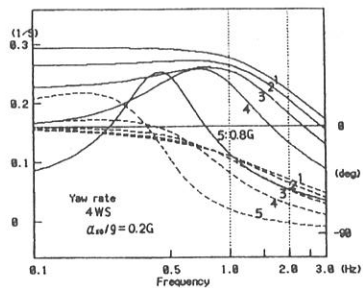
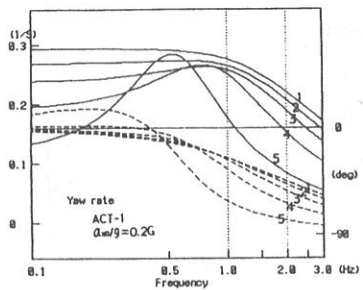


図 7-2 周波数応答の変化 ( $\alpha_{x0}/g=0.2$ )

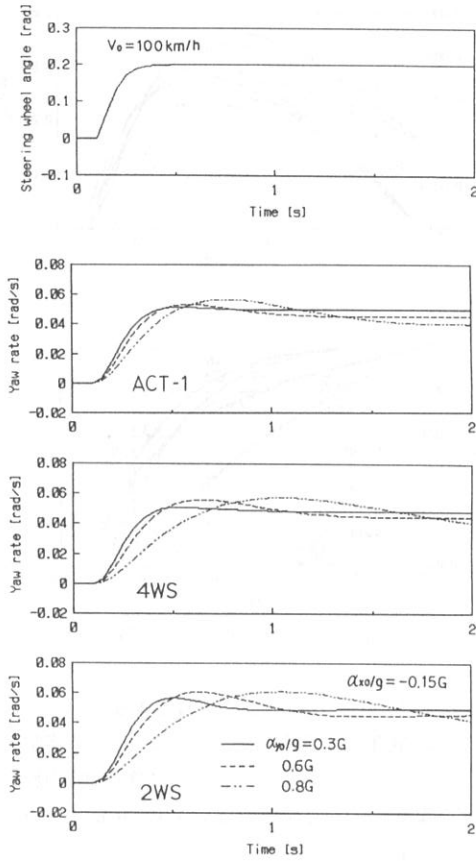


図 8-1 ステップ応答の変化 (ヨーレート)

$$K_{21} = \left[ \frac{\partial \gamma_r}{\partial \alpha_y} \right]_0 \quad K_{22} = \left[ \frac{\partial \gamma_r}{\partial \beta_r} \right]_0$$

と置き換える。

式(24)中のステア角制御則の式とキャンバ角制御則の式(22)を式(23)に代入して操舵応答伝達関数を求めると次式で表わされる。

$$\frac{\Delta r(s)}{\Delta \delta_0(s)} = \frac{U_2(s)}{U_1(s)} \quad (35)$$

$$\frac{\Delta \beta(s)}{\Delta \delta_0(s)} = \frac{U_3(s)}{U_1(s)} \quad (36)$$

$$\frac{\Delta \alpha_y(s)}{\Delta \delta_0(s)} = \frac{V_0 \{ s U_3(s) + U_2(s) \}}{U_1(s)} \quad (37)$$

ただし

$$\begin{aligned} U_1(s) = & 1 - K_{a3} C_{\phi 3}(s) - K_{b3} C_{\phi 4}(s) - (L_1 s + F_{n5}) C_{\beta 3}(s) \\ & - (L_2 s + F_{n6}) C_{\beta 4}(s) + (K_{x3} s + K_{x4}) C_{\phi 3}(s) C_{\beta 4}(s) \\ & - (K_{x3} s + K_{x4}) C_{\phi 4}(s) C_{\beta 3}(s) \\ U_2(s) = & R_1 F_{m5} C_{\phi 3}(s) + R_2 F_{m6} C_{\phi 4}(s) + (K_{y3} s + K_{y4}) C_{\phi 3}(s) C_{\beta 4}(s) \\ & - K_{z3} C_{\phi 4}(s) C_{\beta 3}(s) \end{aligned}$$

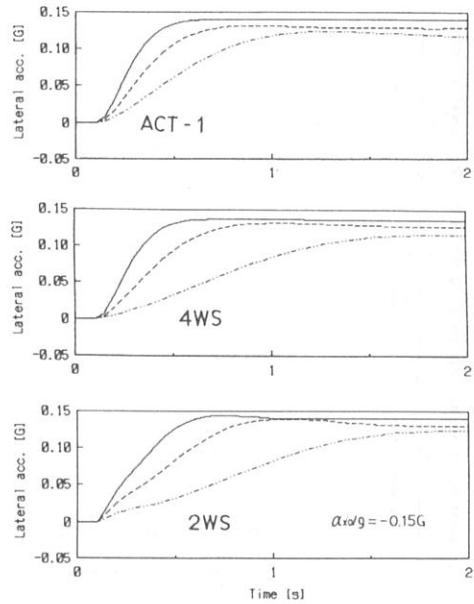


図 8-2 ステップ応答の変化 (横加速度)

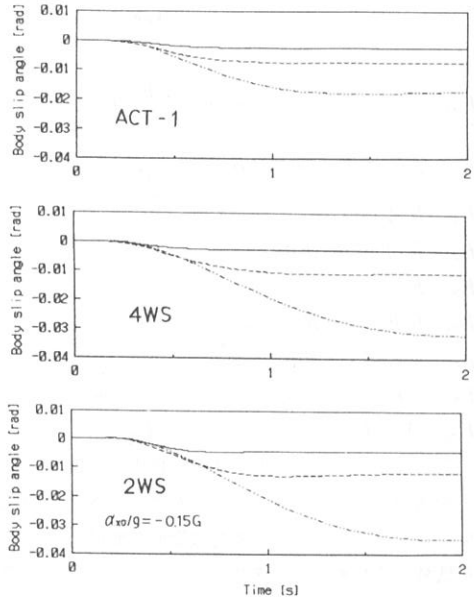


図 8-3 ステップ応答の変化 (車体横すべり角)

$$\begin{aligned} & -(K_{y3} s + K_{y4}) C_{\phi 4}(s) C_{\beta 3}(s) \\ U_3(s) = & R_1 F_{m5} C_{\beta 3}(s) + R_2 F_{m6} C_{\beta 4}(s) + K_{z3} C_{\phi 3}(s) C_{\beta 4}(s) \\ & - K_{z3} C_{\phi 4}(s) C_{\beta 3}(s) \end{aligned}$$

各係数は

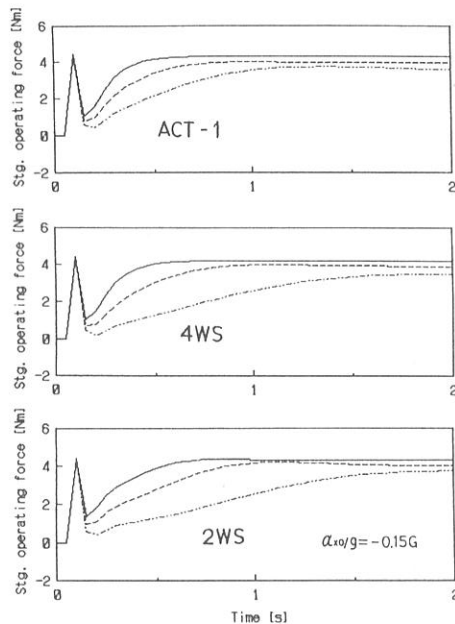


図8-4 ステップ応答の変化  
(ステアリング操舵力)

$$K_{a3} = r_1 F_{m5} + F_{7f} \cos \delta_{f0} \left( K_{11} V_0 - \frac{a K_{12}}{V_0} \right)$$

$$K_{b3} = r_2 F_{m6} + F_{7r} \cos \delta_{r0} \left( K_{21} V_0 - \frac{b K_{22}}{V_0} \right)$$

$$K_{x3} = K_{a3} L_2 - K_{b3} L_1$$

$$K_{x4} = K_{a3} F_{n6} - K_{b3} F_{n5}$$

$$K_{y3} = R_2 L_1 F_{m6} - R_1 L_2 F_{m5}$$

$$K_{y4} = R_2 F_{n5} F_{m6} - R_1 F_{n6} F_{m5}$$

$$K_{z3} = R_1 K_{b3} F_{m5} - R_2 K_{a3} F_{m6}$$

$$F_{n5} = -K_{12} F_{7f} \cos \delta_{f0} \quad F_{n6} = -K_{22} F_{7r} \cos \delta_{r0}$$

$$F_{m5} = A_{12} - F_{n5} \quad F_{m6} = A_{22} - F_{n6}$$

式(32)において、①前後力と横力は楕円式の関係があることを利用して、 $\alpha_x$  または  $\alpha_y$  が大きいとき  $F_{jy}$  の低下を少なくする。②また前輪操舵は旋回制動時のタックインを低減するためカウンタステアを当てる。などを考慮して、具体的には

$$\left. \begin{aligned} \gamma_f(\alpha_x, \alpha_y, \beta_f) &= -k_1 \left( \frac{\alpha_y}{g} \right)^2 \left\{ 1 + d_1 \left| \frac{\alpha_x}{g} \right| \left| \frac{\alpha_r}{g} \right| \beta_f \right\} \\ \gamma_r(\alpha_x, \alpha_y, \beta_r) &= -k_2 \left( \frac{\alpha_y}{g} \right)^2 \left\{ 1 + d_2 \left( \frac{\alpha_x}{g} \right)^2 \right\} \beta_r \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

とする。 $d_i$ ,  $k_i$  はそれぞれ  $\alpha_x$ ,  $\alpha_y$  の感度を調整するゲインである。解析は、ACT-1 のときと同様に準定常として取り扱うと式(35)~(37)により操舵応答伝達関数が導かれる。

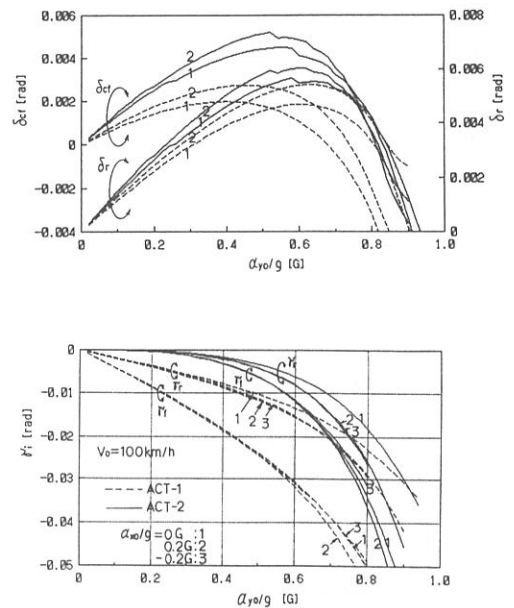


図9 タイヤ姿勢角の定常特性

これを式(31)に代入すれば  $K_s$  が計算できる。

以後の ACT-2 の解析計算では、ヨーレイト定常ゲインを ACT-1 とほぼ同じとし、さらに急制動時の旋回安定性を確保するため、制御ゲインを  $k_1=0.5$ ,  $k_2=0.6$ ,  $d_1=1$ ,  $d_2=4$  としている。

### 5. 2 ステア角とキャンパ角の制御特性

図9は定常円旋回において、また図10は制動駆動を伴う円旋回からのステップ操舵時における ACT-1 と ACT-2 のタイヤ姿勢角を比較したものである。通常走行領域でキャンパ角の制御量は大幅に減る。ステア角の制御量はキャンパ角制御量が減少する分、若干増加するが、全体的には ACT-2 のほうがタイヤ姿勢角制御量が少なくなる。

### 5. 3 操縦性・安定性に対する効果

定常円旋回における車両のステア特性変化を図11に示す。ACT-1 と ACT-2 の拡張スタビリティファクタはほぼ同じであることがわかる。また図12は周波数応答特性を示す。ACT-1 の特性を表わした図7と比較すると明らかに ACT-1 と ACT-2 は過渡応答特性にも有意差はない。紙面の都合上割愛したがステップ応答も同様である。

次に、人間-自動車系の閉ループ応答を調べるために急制動のまま車線変更する状況について直接数値シミュ

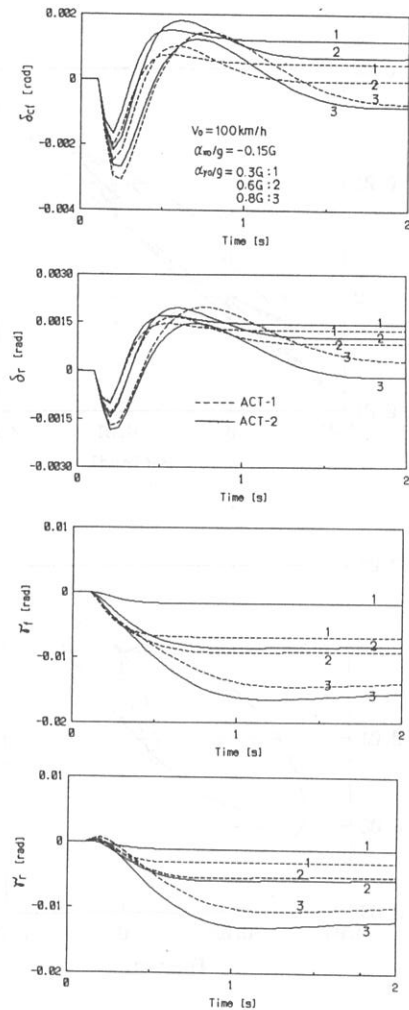


図10 タイヤ姿勢角のステップ応答特性

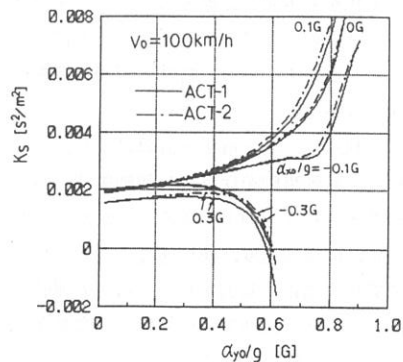


図11 定常円旋回

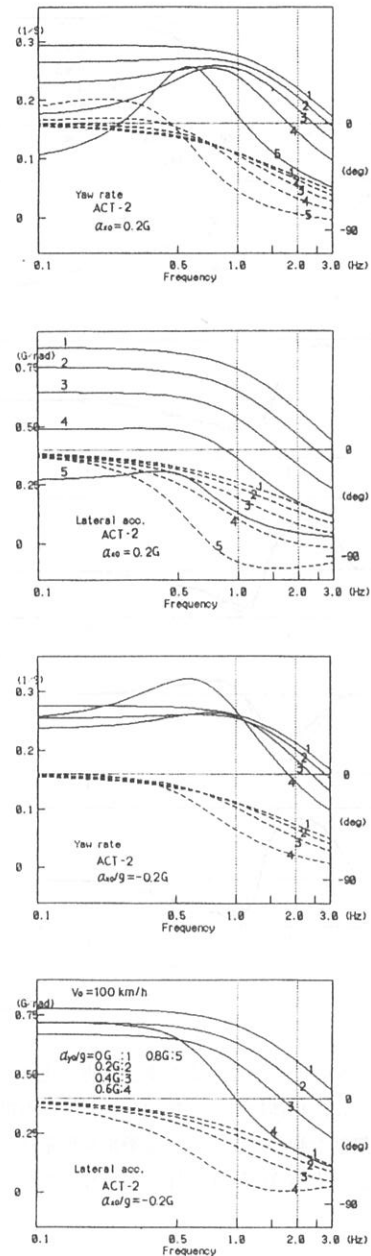


図12 周波数応答

レーション計算をおこなった。人間の車両制御動作は1次予測による前方誤差補正モデルを用いた。計算結果を図13に示す。図中の走行軌跡は車両重心の軌跡である。ACT-1, 2は同じような運動特性を示し、操舵開始のヨーレイト、横加速度の立ち上がりが速く無理のない安

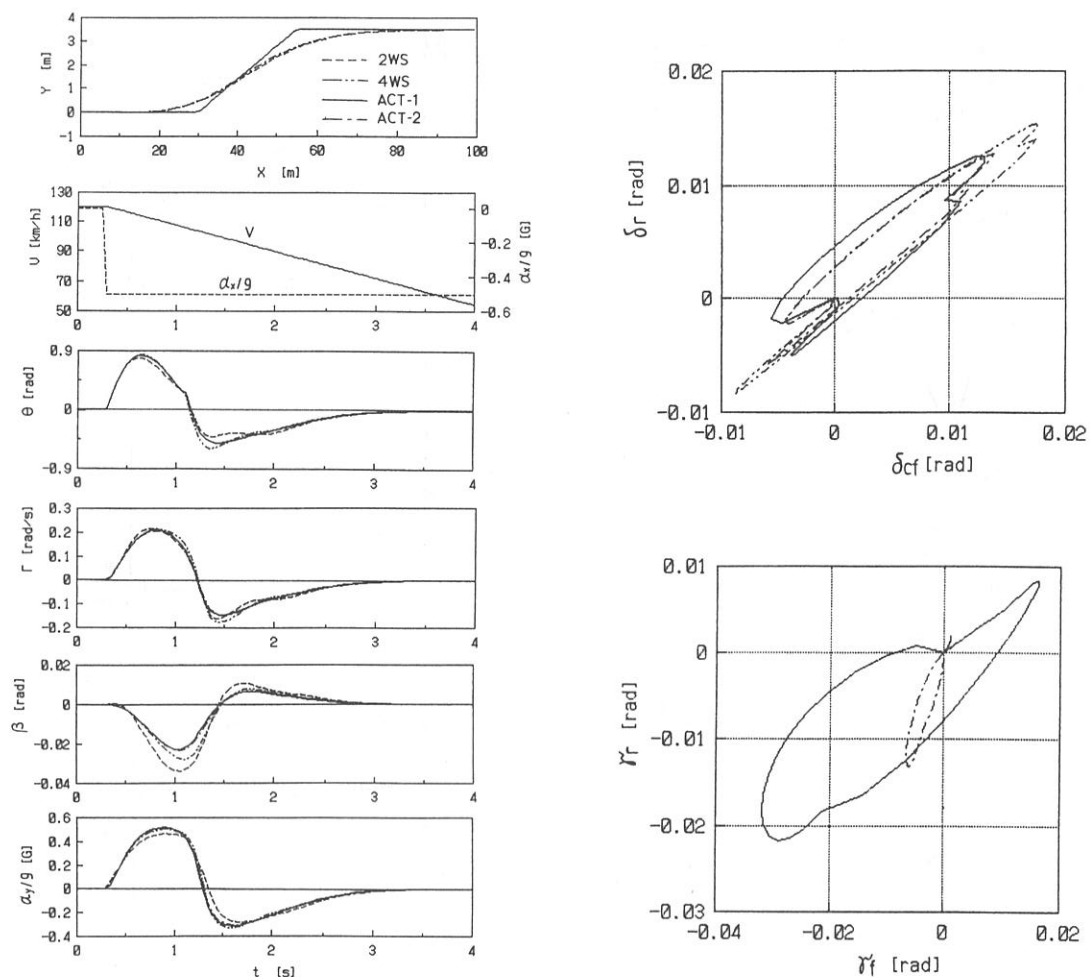


図13 制動を伴う車線変更

定した操舵が可能である。また車線変更直後の安定性も高い。さらに、車体横すべり角やヨーレイトも抑制されて車両は無駄な動きが少ない。姿勢角制御量は、全体的に ACT-2 の方が ACT-1 に比べて少なくなっているのがわかる。

## 6. まとめ

タイヤの姿勢角を制御する車両について制動駆動を伴う場合の操縦性・安定性の検討を行い、次のような結果を得た。

(1) 前後輪タイヤの姿勢角を制御する車両について、制動駆動を伴う旋回運動を準定常状態として取り扱うことにより簡易な理論解析モデルを得た。

(2) 制動駆動を伴う旋回運動領域において、キャンバ角特性の変化をも考慮した拡張スタビリティファクタを定義した。このパラメータを用いることにより、定常状態における車両のステア特性を容易に把握することが可能になった。

(3) (1)(2)を利用した理論解析・計算により、タイヤ姿勢角制御は、制動駆動を伴う走行運動領域においても操舵応答性・安定性を向上できることがわかった。

(4) さらに、前後加速度、横加速度の大きさに応じてタイヤ姿勢角を適正に制御すれば、車両の運動性能の向上が図れるとともに通常走行領域での姿勢角制御量を少なくできる可能性がある。

文 献

- (1) 森, 日本機械学会論文集, 60-571, C (1994), 918
- (2) 安部, 自動車技術会論文集, 37 (1988), 134
- (3) 井上・ほか 3 名, 自動車技術会学術講演会前刷集, 921035 (1992), 139
- (4) 山本, 自動車技術, 47-12 (1993), 18
- (5) 安部, 自動車技術会論文集, 35 (1987), 133
- (6) 自動車技術ハンドブック (基礎・理論編), (1990), 212, 自動車技術会
- (7) 安部, 自動車の運動と制御, (1992), 179, 山海堂
- (8) 酒井, タイヤ工学, (1987), 159, グランプリ出版
- (9) 新編自動車工学便覧 (第 2 編), (1982), 2-40, 自動車技術会
- (10) 森, 日本機械学会論文集, 59-560, C (1993), 1080